

## **HYDRAULIC-MECHANICAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION**

Publication number: JP2001315538

Publication date: 2001-11-13

Inventor: NAKAZAWA MASAAKI

Applicant: ISHIKAWA JIMA SHIBAURA MACH

### Classification

- international: **B60K17/10; B60K17/16; F16H47/04; F16H48/10;**  
**B60K17/10; B60K17/16; F16H47/00; F16H48/00;**  
**(IPC1-7): B60K17/10; B60K17/16; F16H47/04**

#### - European:

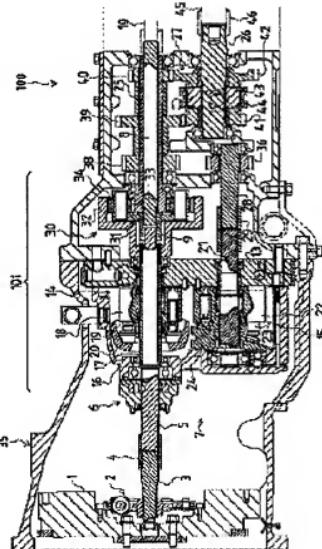
**Application number:** JP20000135873 20000509

**Priority number(s):** JP20000135873 20000509

[Report a data error here](#)

## Abstract of JP2001315538

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a compactly constituting hydraulic-mechanical continuously variable transmission HMT, provide an HMT type transmission high in commonness with an existing HST type transmission, and reduce a cost by widely diverting parts of the HST type transmission when designing and manufacturing the HMT type transmission. **SOLUTION:** This hydraulic-mechanical continuously variable transmission 101 for shifting output rotation constituted by combining a differential mechanism 30 and an HST 7 for fluidly connecting a hydraulic pump 14 and a hydraulic motor 15, is provided with a first shaft 5 for transmitting driving force from an engine to the differential mechanism 30 and a hollow second shaft 17 for driving the hydraulic pump 15 in the rotational axis of the hydraulic pump 14.



Data supplied from the [esp@cenet](mailto:esp@cenet) database - Worldwide





## 【特許請求の範囲】

【請求項1】エンジンの出力回転の変速を行う油圧・機械式無段変速装置であって、油圧ポンプと油圧モータとを流体的に接続したHSTと、差動機構と、を組み合わせて構成されたものにおいて、前記油圧ポンプの回転軸心に、エンジンからの駆動力を前記差動機構に伝達する第一の軸と、該油圧ポンプを駆動する中空状の第二の軸と、を配置したことを特徴とする、油圧・機械式無段変速装置。

【請求項2】請求項1記載の油圧・機械式無段変速装置において、前記差動機構を遊星歯車機構とし、該遊星歯車機構の三要素のうちの一の要素を前記第一の軸の出力側に連結し、該遊星歯車機構の残りの二要素のうち一の要素を前記第二の軸の入力側に連結したことを特徴とする、油圧・機械式無段変速装置。

【請求項3】請求項1又は請求項2記載の油圧・機械式無段変速装置において、前記第一の軸が、PTO軸に対する動力伝達軸を兼ねることを特徴とする、油圧・機械式無段変速装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、静油圧式無段変速装置（本明細書において「HST」と称する。）と差動機構とを組み合わせた、油圧・機械式無段変速装置の改良に関するものである。

## 【0002】

【從来の技術】車両駆動技術としては、HSTを用いた油圧式無段変速装置が多く採用されているが、HSTと差動機構を組み合わせた油圧・機械式無段変速装置（ハイドロメカニカルトランスマッション。略して「HMT」と称される。）も、高効率を達成することができ、重い車両で前後進が要求される場合の変速装置として適することから、幅広く生産され使用されるに至っている。このHMTの代表的な構成として、差動機構として一組の遊星歯車機構を使用したものがある。具体的には、遊星歯車機構を構成するサンギア、インナーナギア、遊星キャリアの三要素のうちいずれか一の要素（第一の要素）に回転力を入り、残りの二要素のうち一の要素（第二の要素）から出力回転を取り出すとともに、他の要素（第三の要素）からHSTに対する出力又是に入力を連動するよう構成したものである。

【0003】このHMTは、前記第三の要素にHSTに対する入力を連動するか、HSTに対する出力を連動するかによって、二つの形式に分けられる。即ち、前記第三の要素にHSTの油圧ポンプの入力軸を回転比一定で結合するものは出力分割型（入力結合型）とされ、前記第三の要素にHSTの油圧モータの出力軸を回転比一定で結合するものは出力分割型（出力結合型）とされる。そして、両形式ともに、HSTの油圧ポンプの入力軸又是油圧モータの出力軸を前記遊星歯車機構の三要素のい

すれに結合するかの組合せにより、図6に示される如く、各形式につき六つのタイプ、計十二のタイプがある。

【0004】ここで、このHMTを車両に適用する場合は、入力分割型は高速時に効率が良く、出力分割型は低速時に効率が良いとされる。従って、トラクタにHMTを適用したい場合は、牽引作業等の高速走行を行う場合は入力分割型が適しており、低速で作業を行なう場合は出力分割型が適したこととなって、両形式は一長一短である。しかし、出力分割型は、前進側の効率は良くなるものの、後進側の効率が悪くなってしまう問題があり、また速度ゼロ近辺に動力循環域が存在しており、クラッチ等と併用しないことから立たない等の不都合がある。従つて、トラクタ等に現在実用化されているものは主に入力分割型となっている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】ここで、現在の状況としては、HMTを用いたHMT式トランスマッションも採用されるようになってきているが、依然としてHST式トランスマッションも相当程度利用されている。また、HMT式トランスマッションは、HSTによって無段変速等を行う点等において既存のHST式トランスマッションと構成が共通する部分が多くある。従つて、既存の該HST式トランスマッションの部品を流用しながらHMTを構成できる余地が相当程度あり、この流用に成功すれば、HMT式トランスマッションの製造コスト削減に寄与するところ大である。

【0006】この点、既存のHST式トランスマッションにおいては、エンジンからの動力を伝達する軸は、HSTの油圧ポンプの入力軸と共用とするか、該油圧ポンプの入力軸と同心させて配置して、カップリング等で連結させるのが一般である。一方、前記入力分割型のHMTを用いたHMT式トランスマッションにおいては、遊星歯車機構のうち三要素のうち、一の要素をHSTの油圧ポンプに連動連結するとともに、他の二つの要素をそれぞれ出力側又は入力側へ連結させる必要がある。加えて、遊星歯車機構の前記三要素はすべてその回転軸心を同一とするものであり、そのような三要素それぞれに対する入力又は出力の経路を、互いに干渉することなく配置する必要がある。従つて、従来のHMT式トランスマッションは、エンジンからの動力を遊星歯車機構に入力させるための軸を、油圧ポンプの入力軸と軸心を異ならせて配置し、遊星歯車機構と油圧ポンプの入力軸と、及び、油圧モーターの出力軸と遊星歯車機構と、それぞれギアトレーン等で連結するのが例例であった。

【0007】また、既存のHST式トランスマッションにおいては、ポンプとモーターとを一体としたタイプのHSTが広く採用されている。これは、一体型とするユニット化が可能でありトランスマッション製造時等の取り回しに便宜であること、コンパクト性に優れること、

汎用性が高く多量に生産されるためコストを安くできる  
こと等の利点があるからであり、また、PTO装置（動  
力取出し装置）のための動力源を取り出しやすいので、  
該PTO装置を必要とするトラクタのトランスマッショ  
ン用として特に広く用いられている。しかし、入力分割  
型のHMTにおいては、HSTを一体型とすると、遊星  
歯車機構にエンジンからの動力を入力させるための軸  
と、該遊星歯車機構とHSTの油圧ポンプ及び油圧モー  
タを連動連結させる経路が複雑となるため、トラクタ  
のトランスマッションとして用いられるHMT式トラン  
スマッションにおいても、一体型のHSTの採用は困難  
とされていた。

【0008】従って、上述のようなレイアウトの差異等  
により、既存のHST式トランスマッションとできる限  
り共通性を持たせてHMT式トランスマッションを構成  
することが、困難であるという事情があった。特に、H  
MT式トランスマッション用のHSTに、前記の一体型  
HSTを採用することが困難であることから、HMT式トラン  
スマッション用のHSTを独自に設計製造する必  
要が生じおり、これが設計工数・製造コストの大幅な  
アップ要因となっていた。

#### 【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の解決しようとする  
課題は以上の如くであり、次にこの課題を解決するため  
の手段を説明する。

【0010】即ち、請求項1においては、エンジンの出  
力回転の変速を行ふ油圧・機械式無段変速装置であつ  
て、油圧ポンプと油圧モータとを流体的に接続したH  
STと、差動機構と、を組み合わせて構成されたものにお  
いて、前記油圧ポンプの回転軸心に、エンジンからの駆  
動力を前記差動機構に伝達する第一の軸と、該油圧ポン  
プを駆動する中空状の第二の軸と、を配置したものであ  
る。

【0011】請求項2においては、請求項1記載の油圧  
・機械式無段変速装置において、前記差動機構を遊星歯  
車機構とし、該遊星歯車機構の三要素のうちの一の要素  
を前記第一の軸の出力側に連結し、該遊星歯車機構の残  
りの二要素のうちの一の要素を前記第二の軸の入力側に連  
結したものである。

【0012】請求項3においては、請求項1又は請求項  
2記載の油圧・機械式無段変速装置において、前記第一  
の軸が、PTO軸に対する動力伝達軸を兼ねるものであ  
る。

#### 【0013】

【発明の実施の形態】次に、発明の実施の形態を説明す  
る。図1は本発明の一実施例に係るHMT式トランスマッ  
ションのスケルトン図である。図2はHMT式トラン  
スマッションにおいて、油圧・機械式無段変速装置の構  
成を示した側面断面図、図3はモーター軸と副变速第一軸  
との連結構成を示した側面断面展開図である。

【0014】以下、図1から図3までを参照しながら、  
このHMT式トランスマッション100の構成を説明す  
る。このHMT式トランスマッションは、例えば農用ト  
ラクタ等の車両に適用が可能であり、具体的には図2に  
示すように、フライホイール1にダンパー2を介して、こ  
のトランスマッション100に対する動力を受け入れる  
ための入力軸3が取り付けられ、該入力軸3の後方に第  
一の軸たる伝達軸5が同心状に配置されて、該伝達軸5  
は入力軸3とカップリング4を介して相対回転不能に連  
結されている。前記入力軸3の後方にはHST7の前述  
の油圧ポンプ14が配置され、前記伝達軸5は該油圧ボ  
ンプ14の回転軸心を貫通しながら後方へ延伸される。  
該伝達軸5の後端にはPTO中間軸8が同心状に配置さ  
れて軸支され、該PTO中間軸8はカップリング9を介  
して前記伝達軸5に連結し、相対回転不能とされてい  
る。PTO中間軸8にはPTO主軸10が相対回転不能に  
連結されて図1に示す如く更に後方に延長され、更に  
は、該PTO主軸10に平行に、リアPTO軸11を配  
置している。PTO主軸10と該リアPTO軸11との  
間には、歯車変速式のPTO変速機構12が介設されて  
いる。換言すれば、前記伝達軸5は、エンジンからの動  
力を該リアPTO軸11（及び後述するミッドPTO軸  
79）に対し伝達する役割を果たしている。

【0015】このHMT式トランスマッション100に  
配置される油圧・機械式無段変速装置（HMT）101  
は、HST7と、差動機構である遊星歯車機構30とを組  
み合わせて構成される。以下、このHST7について  
説明する。このHST7は油圧ポンプ・油圧モータ一体  
型とし、一体的に形成された平板状の油路板13を図2  
に示す如くミッショーケース35内に直立させて設け、  
該油路板13の一側面の上部に油圧ポンプ14を、下  
半部に油圧モータ15をそれぞれ設し、該油路板13  
の内部に穿設される図外の作動油循環油路によって、両  
者14・15が油圧的に結合されている。該油圧ポンプ  
14及び油圧モータ15の両者は、HSTハウジング1  
6によって覆われる。

【0016】上記油圧ポンプ14は図2に示すように、  
該HSTハウジング16内部において前記伝達軸5に相  
対回転自在に嵌合される、第二の軸たる中空のポンプ軸  
17と、該ポンプ軸17に対し相対回転不能に嵌合され  
るシリンドラブロック18と、該シリンドラブロック18に  
穿設されたシリンドラ孔に油密を保ちながら往復動自在に  
嵌合される複数のピストン19と、該ピストン19を往  
復運動させる斜板カムの作用を行うための可動斜板20  
とによりなり、可動斜板式のアキシャルピストンポンプ  
としている。前記ポンプ軸17は油路板13を貫通して  
後方へ少量延伸されており、該ポンプ軸17の後端に、  
後述する遊星歯車機構30のインナーナルギア32が固  
定される。該可動斜板20は、車両座席に設けた变速操  
作手段、例えば变速ペダルと、適宜のリンク機構等をも

って連係されている。この変速ペグルは例えば、前後二つの踏面を有するシーソー式に構成して、前側の踏面を踏み込むと前進し、後側を踏み込むと後進するようにし、また、その踏込み量に応じて無段に増速できるよう構成している。HST7の前記油圧ポンプ14部分の前部にはチャージポンプ6が配設され、前記伝達軸5の動力にて駆動されるように構成し、前記HST7の内部的な油漏れを補償するようにしている。

【0017】油圧モータ15は、HSTハウジング16内部において前記ポンプ軸17に平行に支持されるモータ軸21と、該モータ軸21に相対回転不能に嵌合されるシリンドブロック22と、該シリンドブロック22に穿設されたシリンド孔に往復動自在に嵌合される複数のピストン23と、該ピストン23の伸張駆動を前記シリンドブロック22の回転駆動力に変換するための斜板カム作用を行う固定斜板24とによりなり、固定斜板式のアキシャルピストンモータとしている。

【0018】この構成により、ポンプ軸17に動力を入力せながら前記変速ペグルを踏み込んで前記可動斜板20を中立位置から任意の角だけ傾動させることにより、シリンドブロック18に支持されるピストン19が該可動斜板20により往復駆動されて油圧を吐出し、該吐出された油圧は、前記油圧板13内の作動油循環回路を介して、油圧モータ15へ送油される。該油圧は該油圧モータ15のピストン23を伸張駆動させてシリンドブロック22を回転させ、モータ軸21の回転動力として取り出される。

【0019】次に、遊星歯車機構30について説明する。この遊星歯車機構30は、前記HST7の後方に配置され、前記伝達軸5とPTO中間軸とを連結する前記カップリング9に遊星キャリア31が固設されて、該遊星キャリア31に複数の遊星歯車34・34···を軸支している。この遊星歯車群34・34···の外周にはインターナルギア32が噛合され、該遊星歯車群34・34···の内周にはサンギア33が噛合される。前記インターナルギア32はHST7の前記ポンプ軸17に固定され、HST7を駆動するよう構成している。一方、前記サンギア33は、前述のPTO中間軸8に外嵌して相対回転自在とされた、筒状の副变速第一軸25の一端に形設されている。該副变速第一軸25に平行に副变速第二軸26が軸支され、該副变速第二軸26と副变速第一軸25との間には、歯車変速式の副变速機構27が設けられている。

【0020】また、前記HST14の出力側を構成するモータ軸21には、伝動軸28がカップリング29を介して相対回転不能に連結され、該伝動軸28の後端には出力ギア36が固定される。該出力ギア36は図1・図3に示す如く中間ギア37に噛合され、該中間ギア37は、前記副变速第一軸25に固定された駆動ギア38に噛合される。

【0021】この構成により、前記遊星キャリア31に入力されたエンジンからの駆動力は、該遊星キャリア31に支持される遊星歯車34・34···において二手に分岐され、該分岐された一方はインターナルギア32を介して前記HST7のポンプ軸17に入力されて、HST7による無段变速及び回転方向の変更が行われた後、モータ軸21から伝動軸28→出力ギア36→中間ギア37→駆動ギア38と伝達されて、最終的に副变速第一軸25に伝達される。分岐された他方は、サンギア33に入力され、同じく副变速第一軸25に伝達される。即ち、エンジンからの駆動力を遊星歯車装置30においていったん分岐し、その一方をHST7により無段变速させた上で他の方の駆動力を合成させることにより、副变速第一軸25を無段に变速し、あるいは、動力が伝達されない中立状態をも現出できるようにしているのである。

【0022】前記副变速第一軸25と副变速第二軸26との間に設けられる副变速機構27は、副变速第一軸25上に固定される大径歯車39及び小径歯車40と、前記副变速第二軸26上に相対回転自在に設けられる二つのカウンターギア41・42と、該副变速第二軸26に相対回転不能に係合されるスプラインハブ43と、該スプラインハブ43に相対回転不能かつ軸方向摺動自在に嵌合されるクラッチスライド44とによりなる。第一のカウンターギア41は大径歯車39と、第二のカウンターギア42は小径歯車40とそれぞれ常時噛合されて、第一のカウンターギア41は高速で、第二のカウンターギア42は低速でそれぞれ回転するようになっており、また、両カウンターギア41・42は、前記クラッチスライド44に係合し得る係合爪を有している。該クラッチスライド44は、車両に設けられる副变速レバーと、適宜のリンク機構等を介して連係させている。従って、該副变速レバーの操作により前記クラッチスライド44を摺動させて二つのカウンターギア41・42のうちいずれか一と選択的に係合させることにより、副变速第二軸26に高速回転又は低速回転を得ることができ、更に、前記クラッチスライド44をいずれの歯車41・42にも係合しない位置におくことで、駆動力が断たれる状態とすることもできるようになっている。

【0023】この副变速第二軸26にはデフ駆動軸45がカップリング46を介して相対回転不能に連結され（図1）、該デフ駆動軸45の端部にはベベルギア47が固定される。一方、該ベベルギア47に近接して左右のデフヨーク軸48・48が配置され、該デフヨーク軸48・48の内端側同士をデフ装置49によって差動的に結合している。そして、該デフ装置49を駆動するための入力ベベルギア50を、前記ベベルギア47に噛合させるようしている。前記デフヨーク軸48・48のそれぞれには減速ギア51が固定され、該減速ギア51は、後車軸52上の歯車53に噛合されて、該後車軸52

2に固定される後輪54を駆動する。

【0024】また、前記デフ駆動歯45には前輪駆動歯車55が固設され、該前輪駆動歯車55は中間歯車56に噛合される。また、前記デフ駆動歯45と平行に前輪出力軸57が配置されて、該前輪出力軸57上には摺動歯車58が、相対回転不能かつ軸方向摺動自在に嵌合されている。該摺動歯車58は、車両座席に設けた国外の駆動モード切替レバーに、適宜のリンク機構等を介して連係させている。この構成において、駆動モード切替レバーを傾動操作して前記摺動歯車58を軸方向に摺動させ、前記中間歯車56に係脱させることにより、前輪出力軸57に対する駆動力を断接して、後輪駆動又は四輪駆動の切換を行うことができる。

【0025】前記前輪出力軸57はドライブシャフト59や自在懶手等を介して、フロントアクスル装置60の入力軸61と連動連結される(図1)。該フロントアクスル装置60においては、左右の前車軸62を差動的に連結するためのデフ装置63が配置され、該デフ装置63は左右のデフヨーク歯64・64の内端側同士を連結すべく構成し、前記入力軸61に固設されたペベルギア65により駆動されるようになっている。前記デフヨーク歯64・64の駆動力は、ペベルギア65を介してキングピン歯66→前車軸62と伝達されて、左右の前車軸67を駆動する。

【0026】この構成の作用について、停止状態の車両を発進させる場合を例に説明する。即ち、エンジンからの動力はフライホイール1から入力軸3→伝達歯5と伝達されて、遊星歯車機構30の遊星キャリア31を駆動する。一方、前記車両が停止状態にあるということは副変速第一軸25が停止していることを意味するので、サンギア33は回転を停止した状態になっている。遊星キャリア31は回転し、サンギア33が停止していることから、インナーナルギア32が駆動され、該インナーナルギア32の回転がポンプ軸17に伝達されて、油圧ポンプ14が駆動される。ここで、油圧ポンプ14の可動斜板20を中立位置から傾動させると、油圧ポンプ14は圧油を油圧モータ15に対し吐出し、油圧モータ15が駆動される。油圧モータ15の出力側を構成するモータ軸21の回転は、伝動軸28→出力ギア36→中間ギア37→駆動ギア38と伝達されて、副変速第一軸25が駆動され、副変速第二軸26から後車軸52、あるいは前後の車軸52・62に動力が伝達されて、車両が発進されることとなる。

【0027】前記PTO主軸10とリアPTO軸11との間に配設されるPTO変速機構12は、図1に示す如く、該PTO主軸10に固設される第一原動歯車68及び第二原動歯車69と、前記リアPTO軸11に対し相対回転自在かつ軸方向摺動不能に嵌合される従動歯車70と、同じくリアPTO軸11に対し相対回転不能かつ軸方向摺動自在に嵌合されるクラッチギア71とにより

なる。該クラッチギア71は、車両座席の適宜位置に設けたPTO変速レバーと、適宜のリンク機構を介して連係させている。前記従動歯車70は常時前記第一原動歯車68に噛合されるとともに、その側面に爪部を形成している。一方、前記クラッチギア71は軸方向の摺動により前記第二原動歯車69に係脱可能となるよう構成され、かつ前記爪部に向かい合う該クラッチギア71の側面に爪部を設けて、前記従動歯車70の爪部に対して係脱可能となるようにしている。従って、前記PTO変速レバーの操作により該クラッチギア71を軸方向に摺動させ、前記従動歯車70に係合してリアPTO軸11に低速回転を得、又は前記第二原動歯車69に係合してリアPTO軸11に高速回転を得ることができる。

【0028】前記PTO主軸10には更にミッドPTO駆動ギア72が形設され、また、該PTO主軸10に平行に、PTO伝達軸73及びアイドル軸74が軸支えられている。該PTO伝達軸73には入力ギア75が固定され、前記ミッドPTO駆動ギア72の動力が、前記リアPTO軸11に相対回転自在に外嵌された伝達ギア76を介して、該入力ギア75から入力されるようになっている。前記PTO伝達軸73には出力ギア77が固定され、前記アイドル軸74上の遊転歯車78に噛合される。前記アイドル軸74に平行にミッドPTO軸79が配置軸支えされ、該ミッドPTO軸79に相対回転不能かつ軸方向摺動自在に、クラッチギア80が配設されている。該クラッチギア80は、車両座席の適宜位置に配設したミッドPTOクラッチレバーに、適宜のリンク機構を介して連係させている。従って、該ミッドPTOクラッチレバーの傾動操作により該クラッチギア80を軸方向に摺動させて前記遊転歯車78に係脱させることにより、前記ミッドPTO軸79に対して動力を断接することができる。

【0029】次に、前記HMT式トランスマッisionの実施例との比較対照例として、従来のHST式トランスマッisionの構成例を、図4・図5を参照して説明する。図4は既存のHST式トランスマッisionのスケルトン図、図5はHST式トランスマッisionにおいて、HST近傍の構成を示した側面断面図である。

【0030】即ち、このHST式トランスマッision200は、エンジンからの動力を遊星歯車機構を介さずHSTのポンプ軸17'に直接連結する点で、前記実施例のHMT式トランスマッision100と異なるものである。具体的には、エンジンからの動力は、ダンパ2、カップリング4を介してHSTのポンプ軸17'に伝達され、HST7の油圧ポンプ14を回転させる。該ポンプ軸17'にはPTO中間軸8にカップリング9を介して連結され、リアPTO軸11・ミッドPTO軸79に対し動力を伝達する役割をもポンプ軸17'に兼ねせている。この構成において、該油圧ポンプ14の可動斜板20を中立位置から傾動させることにより油圧ポンプ1

4はポンプ作用を行い、吐出された圧油は油圧モータ15に送られて、モータ軸21を回転させる。該モータ軸21は伝動軸28、出力ギア36、中間ギア37、駆動ギア38を介して、前記PTO中間軸8に相対回転自在に外嵌された、副変速第一軸25に連動連結される。その他の構成、例えばPTO変速装置12や副変速装置27等の構成は、HMT式トランスマッション100と略同様に構成している。

【0031】即ち、前述のHMT式トランスマッション100は、図2に示す如く、HST7の油圧ポンプ14のポンプ軸17を中空軸として、エンジンから遊星歯車機構30に動力を伝達するための伝達軸5を該ポンプ軸17内に貫通させて設けていることから、エンジンから該遊星歯車機構30に対する動力伝達経路と、HST7とが、互いに干渉しないすっきりしたレイアウトとすることができる。即ち、該動力伝達経路をHST7を迂回させるように設けたり、HST7を分離型としてそのポンプとモータとの間に動力伝達経路を通したりする必要がないのである。従って、コンパクト性に優れるHMT式トランスマッションを構成できる。

【0032】加えて前記HMT式トランスマッション100は、図2に示す如く、遊星歯車機構30へエンジンからの動力を伝達するための伝達軸5を、HST17の油圧ポンプ14の回転軸心に配置し、エンジンからの動力を受け入れるための入力軸3は、該伝達軸5と同心させて配置し、カッピング4により連結させる構成となっている。これは、エンジンからの動力を受け入れる入力軸3を、図5に示す如くHST17の油圧ポンプ14の回転軸心に配置されるポンプ軸17'に同心させて配置し、カッピング4により連結させる、既存のHST式トランスマッション200の通常の動力伝達構成と類似するものであり、共通性の高いものである。従って、HST式トランスマッション200の部品を流用してHMT式トランスマッション100を構成できる余地が広がって、コストの節減に寄与することにもなる。

【0033】尚、本実施例においては、前記伝達軸5を遊星キャリア31に、前記ポンプ軸17をインナーネギア32に連結しており、図6の入力分割型における④に相当する構成となっている。ただし、前記伝達軸5及びポンプ軸17は、遊星歯車機構30の三要素（遊星キャリア31、インナーネギア32、サンギア33）のうち、別の要素にそれぞれ連結する構成とすることもできる。

#### 【0034】

【発明の効果】本発明は、以上のように構成したので、以下に示すような効果を奏する。

【0035】即ち、請求項1に示す如く、エンジンの出力回転の変速を行う油圧・機械式無段変速装置であって、油圧ポンプと油圧モータとを流体的に接続したHSTと、差動機構と、を組み合わせて構成されたものにお

いて、前記油圧ポンプの回転軸心に、エンジンからの駆動力を前記差動機構に伝達する第一の軸と、該油圧ポンプを駆動する中空状の第二の軸と、を配置したので、HSTを駆動するための第二の軸の内部に、駆動力を前記差動機構に伝達する第一の軸を貫通させて配置することで、駆動力を前記差動機構に伝達するための経路を、HSTと干渉せずに設けることができる。即ち、駆動力を前記差動機構に伝達するための経路をHSTを迂回させて設けたり、該HSTをポンプ・モータ分離型として両者の間に前記経路を通したりする必要がないのである。のことより、すっきりした簡素な動力伝達レイアウトを提供でき、油圧・機械式無段変速装置のコンパクト化に寄与できる。また、エンジンからの動力を差動機構に伝達する第一の軸が、前記油圧ポンプの回転軸心に配置されるので、エンジンからの動力をHSTポンプ軸に同心させて配置せるのが一般である既存のHST式トランスマッションと共通性の高い動力伝達レイアウトとすることができる。従って、HST式トランスマッションの部品を流用してHMT式トランスマッションを構成できる余地が増大し、これはコストの節減に寄与できることを意味する。

【0036】請求項2に示す如く、請求項1記載の油圧・機械式無段変速装置において、前記差動機構を遊星歯車機構とし、該遊星歯車機構の三要素のうちの一の要素を前記第一の軸の出力側に連結し、該遊星歯車機構の残りの二要素のうちの要素を前記第二の軸の入力側に連結したので、HSTを駆動するための第二の軸の内部に、駆動力を前記遊星歯車機構の一の要素に伝達して駆動させるための第一の軸を貫通させて配置することができ、駆動力を前記遊星歯車機構に入力させるための経路と、HSTと干渉せずに設けることができる。また、該遊星歯車機構の他の二の要素のうちの要素を前記第二の軸に連結させる構成であるので、該一の要素から油圧ポンプに動力を伝達させるための経路を、エンジンからの駆動力を前記遊星歯車機構に入力させるための経路と干渉せずに設けることが容易である。従って、すっきりした簡素な動力伝達レイアウトを提供でき、油圧・機械式無段変速装置のコンパクト化に寄与できる。また、エンジンからの動力を遊星歯車機構に伝達する第一の軸が、前記油圧ポンプの回転軸心に配置されるので、エンジンからの動力をHSTポンプ軸に同心させて配置せるのが一般である既存のHST式トランスマッションと、共通性の高い動力伝達レイアウトとすることができる。従って、HST式トランスマッションの部品を流用してHMT式トランスマッションを構成できる余地が増大し、これはコストの節減に寄与できることを意味する。

【0037】請求項3に示す如く、請求項1又は請求項2記載の油圧・機械式無段変速装置において、前記第一の軸が、PTO軸に対する動力伝達軸を兼ねるので、請

求項1又は請求項2に示す効果のほか、前記第一の軸から動力を取り出す構成とすることで、動力取出し装置の構成を簡素なものとすることができます。従って、トラクターのトランスミッションとして好適である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例に係るHMT式トランスミッションのスケルトン図。

【図2】HMT式トランスミッションにおいて、油圧・機械式無段変速装置の構成を示した側面断面図。

【図3】モータ軸と副变速第一軸との連結構成を示した側面断面展開図。

【図4】既存のHST式トランスミッションのスケルトン図。

【図5】HST式トランスミッションにおいて、HST近傍の構成を示した側面断面図。

【図6】HMTの十二のタイプについてそれぞれ略示した図。

【符号の説明】

5 伝達軸（第一の軸）

7 HST

14 油圧ポンプ

15 油圧モータ

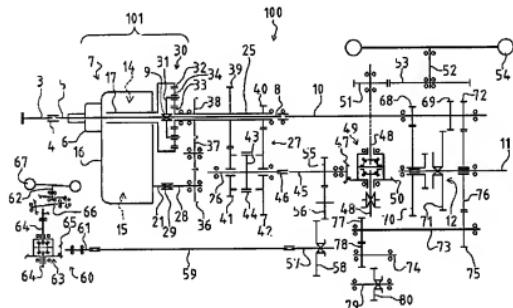
17 ポンプ軸（第二の軸）

30 遊星歯車機構（差動機構）

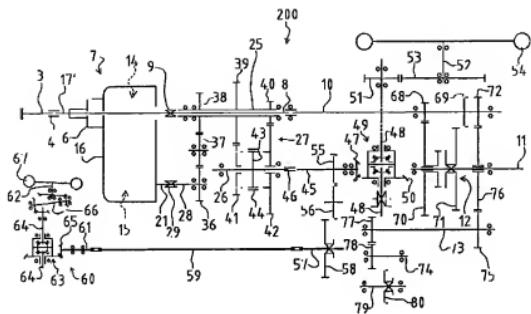
100 HMT式トランスミッション

101 HMT（油圧・機械式無段変速装置）

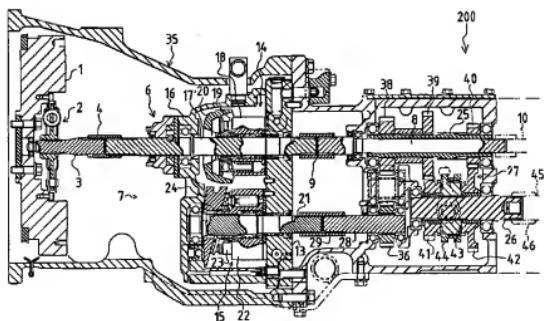
【図1】



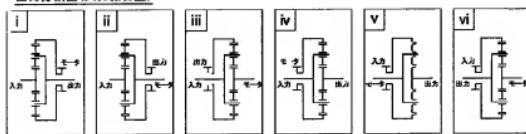
【図4】



【図5】



【図6】

出力分割型(入力結合型)入力分割型(出力結合型)